

(19) BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

(12) Offenlegungsschrift  
(10) DE 199 33 794 A 1

(5) Int. Cl. 7:  
F 01 P 7/16

"A" claims 1, 2, 4

(30) Unionspriorität:  
10-214493 29. 07. 1998 JP

(71) Anmelder:  
Denso Corp., Kariya, Aichi, JP

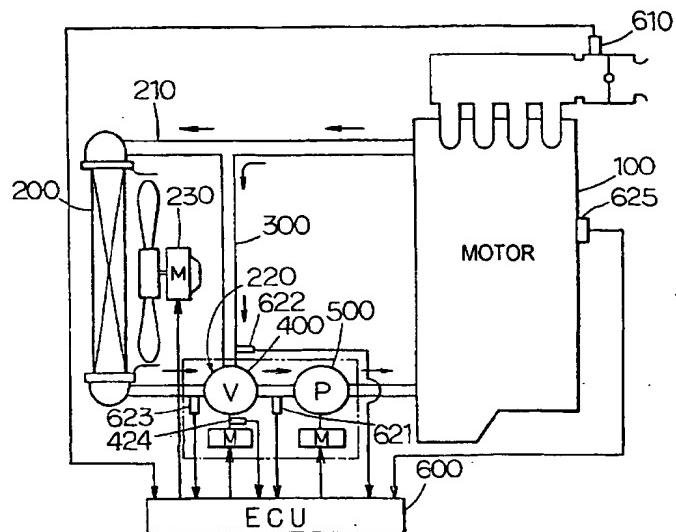
(74) Vertreter:  
Zumstein & Klingseisen, 80331 München

(72) Erfinder:  
Suzuki, Kazutaka, Kariya, Aichi, JP; Takahashi,  
Eizou, Kariya, Aichi, JP

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

(54) Kühlvorrichtung für einen flüssigkeitsgekühlten Verbrennungsmotor

(57) Das Strömungsrateverhältnis (Vrb) der Kühlströmungsrate (Vr) zu der Bypass-Strömungsrate (Vb) wird aus der Pumpenwassertemperatur (Tp), der Bypasswassertemperatur (Tb) und der Kühlwassertemperatur (Tr) bestimmt. Die Beziehung zwischen dem Strömungsrateverhältnis (Vrb) und dem Ventilöffnungsgrad eines Strömungsregelungsventils (400) wird als ein Plan vorher bestimmt. Der Ventilöffnungsgrad wird aus dem Strömungsrateverhältnis (Vrb) und dem Plan bestimmt. Entsprechend wird die Kühlwassertemperatur an dem Einlaß einer Pumpe (500) genau geregelt, ohne die Strömungsrate des Kühlwassers festzustellen.



## Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Kühlvorrichtung für einen flüssigkeitsgekühlten Verbrennungsmotor, beispielsweise einen wassergekühlten Motor, und ist vorzugsweise bei einem Verbrennungsmotor eines Fahrzeugs anwendbar.

Um den Motor effizient laufen zu lassen ist es notwendig, die Motorkühlwassertemperatur in geeigneter Weise aufrechtzuerhalten.

Eine bekannte Art einer Kühlvorrichtung für einen Motor ist in JP-A-63-268 912 offenbart. Die in JP-A-63-268 912 offenbare Kühlvorrichtung regelt die Motorkühlwassertemperatur auf der Grundlage der Wandoberflächentemperatur des Zylinderblocks des Motors.

Um die Motorkühlwassertemperatur am Kühlwassereinlaß eines Motors in geeigneter Weise zu regeln, haben die Erfinder versucht, eine Kühlvorrichtung mit einem Strömungsregelungsventil an einer Verbindung zwischen der Kühlerauslaßseite und einem Bypassdurchtritt, der den Kühler im Bypass umgeht, zu entwickeln, das die Strömungsrate des Kühlers und die Strömungsrate des Bypassdurchtritts regelt. Des weiteren haben die Erfinder versucht, den Ventilöffnungsgrad des Strömungsregelungsventils auf der Grundlage der Kühlwassertemperatur an der Kühlwassereinlaßseite des Motors (an der Kühlwassereinlaßseite einer Pumpe) im Wege der Rückkopplung zu regeln. Es war jedoch schwierig, die Kühlwassertemperatur an der Kühlwassereinlaßseite des Motors (nachfolgend bezeichnet als "Einlaßtemperatur") genau zu regeln, und zwar aus dem nachfolgend angegebenen Grund.

Die Einlaßtemperatur wird bestimmt auf der Grundlage der Temperatur und der Strömungsrate des Kühlwassers, das von dem Kühler aus ausströmt, und der Temperatur und der Strömungsrate des Kühlwassers, das von dem Bypassdurchtritt aus ausströmt. Andererseits regelt das experimentelle Modell der Erfinder den Ventilöffnungsgrad auf der Grundlage ausschließlich der Temperatur ohne Berücksichtigung der Strömungsrate.

Entsprechend wird die Veränderung der Strömungsrate, die durch die Veränderung der Ventilöffnungsgröße verursacht ist, nicht auf die Regelung des Strömungsregelungsventils reflektiert, und ist die Genauigkeit der Regelung der Einlaßtemperatur beeinträchtigt.

Zur Lösung dieses Problems ist es möglich, die Strömungsraten des Kühlwassers, das von dem Kühler aus ausströmt, und des Kühlwassers, das durch den Bypassdurchtritt hindurchtritt, festzustellen und die festgestellten Strömungsraten den Regelungsparametern hinzuzufügen. Jedoch ist es in der Praxis schwierig, einen Strömungsratendetektor, -sensor und dergleichen in dem Motorraum anzubringen, und zwar wegen des Einbauraums und der Kosten hierfür.

Die Erfindung ist in Hinblick auf das obenangegebene Problem gemacht worden, und es ist eine Aufgabe der Erfindung, eine Kühlvorrichtung zu schaffen, die die Regelungsgenauigkeit der Einlaßtemperatur ohne Feststellen der Strömungsrate des Kühlwassers verbessert.

Bei der erfindungsgemäßen Kühlvorrichtung wird der Öffnungsgrad eines Strömungsregelungsventils auf der Grundlage einer ersten Temperatur ( $T_p$ ) des Kühlmittels, das von dem Auslaß des Strömungsregelungsventils abgegeben wird, und einer zweiten Temperatur ( $T_b$ ) des Kühlmittels, das durch einen Bypassdurchtritt hindurchtritt, und einer dritten Temperatur ( $T_r$ ) des Kühlmittels, das von einem Kühler aus ausströmt, geregelt.

Entsprechend wird die Kühlwassertemperatur an dem Einlaß des Motors genau geregelt, da das Strömungsregelungsventil mit Hilfe von Parametern geregelt wird, die die

Strömungsrate umfassen, ohne die Strömungsrate des Kühlwassers festzustellen.

Weitere Merkmale und Vorteile der Erfindung sowie die Verfahren der Arbeitsweise und die Funktion der zugehörigen Teile ergeben sich aus der nachfolgenden Detailbeschreibung, den beigefügten Ansprüchen und den Zeichnungen, die alle einen Teil dieser Anmeldung bilden. In den Zeichnungen zeigen:

**Fig. 1** eine schematische Ansicht mit der Darstellung einer Kühlvorrichtung für einen flüssigkeitsgekühlten Verbrennungsmotor gemäß einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung;

**Fig. 2(a)** eine perspektivische Seitenansicht mit der Darstellung der Integration eines Strömungsregelungsventils und einer Pumpe gemäß der Ausführungsform der Erfindung;

**Fig. 2(b)** eine Draufsicht mit der Darstellung der Integration des Strömungsregelungsventils und der Pumpe gemäß der Ausführungsform der Erfindung;

**Fig. 3(a)** eine teilweise geschnittene Ansicht entlang der Linie A-A in **Fig. 2(a)** gemäß der Ausführungsform der Erfindung;

**Fig. 3(b)** einen Teil eines Schnitts entlang der Linie B-B in **Fig. 3(a)** gemäß der Ausführungsform der Erfindung;

**Fig. 4** ein Fließdiagramm mit der Darstellung der Arbeitsweisen der Kühlvorrichtung gemäß der Ausführungsform der Erfindung;

**Fig. 5** einen Regelungsplan für die Pumpe gemäß der Ausführungsform der Erfindung;

**Fig. 6** einen Regelungsplan für ein Gebläse gemäß der Ausführungsform der Erfindung;

**Fig. 7** ein Diagramm mit der Darstellung der Beziehung zwischen dem Ventilöffnungsgrad  $\Theta$  und dem Strömungsrateverhältnis  $Vrb$  gemäß der Ausführungsform der Erfindung;

**Fig. 8(a)** ein Diagramm mit der Darstellung der Beziehung zwischen der Motorlast und der Wassertemperatur am Einlaß der Pumpe (der Einlaßtemperatur) gemäß der Ausführungsform der Erfindung;

**Fig. 8(b)** ein Diagramm mit der Darstellung der Beziehung zwischen der Motorlast und dem Ventilöffnungsgrad gemäß der Ausführungsform der Erfindung;

**Fig. 8(c)** ein Diagramm mit der Darstellung der Beziehung zwischen der Motorlast und dem Verbrauch der Pumpe an elektrischer Energie gemäß der Ausführungsform der Erfindung;

**Fig. 8(d)** ein Diagramm mit der Darstellung der Beziehung zwischen der Motorlast und dem Verbrauch des Gebläses an elektrischer Energie gemäß der Ausführungsform der Erfindung;

**Fig. 8(e)** ein Diagramm mit der Darstellung der Beziehung zwischen der Motorlast und der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Einlaß- bzw. Ansaugdruck gemäß der Ausführungsform der Erfindung.

In **Fig. 1** bis **8** ist als eine Ausführungsform der Erfindung eine Kühlvorrichtung für einen flüssigkeitsgekühlten Verbrennungsmotor der Erfindung dargestellt, die bei einem wassergekühlten Motor Anwendung findet.

In **Fig. 1** kühlt ein Kühler **200** Kühlwasser (Kühlmittel), das in dem wassergekühlten Motor **100** umläuft. Das Kühlwasser läuft durch den Kühler **200** über einen Kühlerdurchtritt **210** hindurch um.

Ein Teil des Kühlwassers, das von dem Motor **100** aus ausströmt, kann zu der Auslaßseite des Kühlers **200** an dem Kühlerdurchtritt **210** geführt werden, indem der Kühler **200** über einen Bypassdurchtritt **300** im Bypass umgangen wird.

Ein Dreh-Strömungsregelungsventil **400** ist an einer Verbindung **220** zwischen dem Bypassdurchtritt **300** und dem

Kühlerdurchtritt 210 vorgesehen, um die Strömungsrate des Kühlwassers zu regeln, das durch den Kühlerdurchtritt 210 hindurchtritt (nachfolgend bezeichnet als Kühlerströmungsrate  $V_r$ ) und die Strömungsrate des Kühlwassers, das durch den Bypassdurchtritt 300 hindurchtritt (nachfolgend bezeichnet als Bypass-Strömungsrate  $V_b$ ) zu regeln.

Eine Elektropumpe 500 zum Umwälzen des Kühlwassers, die unabhängig von dem Motor 100 betrieben wird, ist in Hinblick auf die Wasserströmungsrichtung an der stromabwärtigen Seite des Strömungsregelungsventils 400 vorgesehen.

Gemäß Darstellung in Fig. 2(a) und 2(b) sind das Strömungsregelungsventil 400 und die Pumpe 500 über ein Pumpengehäuse 510 und ein Ventilgehäuse 410 integriert zusammengefaßt. Das Ventilgehäuse 410 und das Pumpengehäuse 510 sind aus Kunststoff hergestellt.

Gemäß Darstellung in Fig. 2(a) bis 3(b) ist ein zylindrisch gestaltetes Drehventil 420 mit einer Öffnung an seinem einen Ende (das lappenartig gestaltet ist) drehbar in dem Ventilgehäuse 410 aufgenommen. Das Ventil 420 wird um seine Drehachse mittels eines Betätigungselements 430 gedreht, das einen Servomotor 432 und eine Drehzahlreduzierungsseinrichtung aufweist, die mehrere Zahnräder 431 umfaßt.

Gemäß Darstellung in Fig. 3(a) sind ein erster Ventilan schlüß 421 und ein zweiter Ventilan schlüß 422, die zueinander identische Durchmesser aufweisen, um eine Verbindung des Inneren mit dem Äußeren einer zylindrischen Seitenfläche 420a herzustellen, an der zylindrischen Seitenoberfläche 420a des Ventils 420 ausgebildet. Der Ventilan schlüß 421 ist gegenüber dem Ventilan schlüß 422 um etwa 90° versetzt.

Ein Kühleranschluß (kühlerseitiger Einlaß) 411, der eine Verbindung mit dem Kühlerdurchtritt 220 herstellt, und ein Bypassanschluß (bypassseitiger Einlaß) 412, der eine Verbindung mit dem Bypassdurchtritt 300 herstellt, sind an dem Teil des Ventilgehäuses 410 ausgebildet, der der zylindrischen Seitenoberfläche 420a entspricht. Des weiteren ist ein Pumpenan schlüß (Auslaß) 413 zur Herstellung einer Verbindung der Ansaugseite der Pumpe 500 mit einem zylindrischen Innenbereich 420b des Ventils 420 an einem Teil des Ventilgehäuses 410 ausgebildet, der dem axialen Ende der Drehwelle des Ventils 420 entspricht.

Eine Packung 440 dichtet einen Spalt zwischen der zylindrischen Seitenoberfläche 420a und der Innenwand des Ventilgehäuses 410 ab, um so zu verhindern, daß das Kühlwasser, das in das Ventilgehäuse 410 über den Kühleranschluß 411 und dem Bypassanschluß 412 einströmt, den zylindrischen Innenbereich 420 im Bypass umgeht und zu dem Pumpenan schlüß 413 strömt.

Gemäß Darstellung in Fig. 2(a) ist ein Potentiometer 424 an einer Drehwelle 423 vorgesehen, um den Drehwinkel des Ventils 420 festzustellen, das ist der Ventilöffnungsgrad des Strömungsregelungsventils 400. An dem Potentiometer 424 festgestellte Signale werden an einer ECU 600 eingegeben.

Die elektronische Regeleinheit (ECU) 600 regelt das Strömungsregelungsventil 400 und die Pumpe 500. Die Feststellungssignale von einem Drucksensor 610, einem ersten, einem zweiten und einem dritten Wassertemperatursensor 621, 622 bzw. 623 und einem Drehsensor 624 werden an der ECU 600 eingegeben. Der Drucksensor 610 stellt den Verteilerluftdruck des Motors 100 fest. Der erste bis dritte Wassertemperatursensor 621 bis 623 stellt die Kühlwasser temperatur fest. Der Drehsensor 624 stellt die Motordrehzahl des Motors 100 fest. Die ECU 600 regelt das Strömungsregelungsventil 400, die Pumpe 500 und das Gebläse 230 auf der Grundlage dieser festgestellten Signale.

Der erste Wassertemperatursensor 621 stellt die Temperatur des Kühlwassers, das zu der Pumpe 500 strömt, an der Seite des Pumpenan schlusses 413 fest, (nachfolgend be-

zeichnet als Pumpenwassertemperatur  $T_p$ ).

Der zweite Wassertemperatursensor 622 stellt die Temperatur des Kühlwassers, das durch den Bypassdurchtritt 300 hindurchtritt, an der Seite des Bypassanschlusses 412 fest, das ist die Temperatur des Kühlwassers, das von dem Motor 100 aus ausströmt, (nachfolgend bezeichnet als Bypasswassertemperatur  $T_b$ ).

Der dritte Wassertemperatursensor 623 stellt die Temperatur des Kühlwassers, das von dem Kühler 200 aus ausströmt, an der Seite des Kühleranschlusses 413 fest, (nachfolgend bezeichnet als Kühlerwassertemperatur  $T_r$ ).

Nachfolgend wird die Arbeitsweise der Ausführungsform gemäß einem in Fig. 4 dargestellten Fließdiagramm beschrieben.

Wenn der Motor 100 startet, nachdem der Zündschalter (nicht dargestellt) des Fahrzeugs eingeschaltet worden ist, werden die festgestellten Signale der jeweiligen Sensoren 610, 621, 622, 623 und 624 an der ECU 600 in Schritt S100 eingegeben.

In Schritt S100 wird die Motorlast aus der Motordrehzahl und dem Verteilerluftdruck des Motors 100 bestimmt; und eine grundsätzliche Strömungsrate (Drehzahl der Pumpe 500) des Kühlwassers, das in dem Motor 100 umläuft, und die Soll-Temperatur des Kühlwassers, das in dem Motor 100 strömt (nachfolgend bezeichnet als Sollwassertemperatur  $T_{map}$ ) werden aus einem nicht dargestellten Plan bestimmt.

Die Sollwassertemperatur  $T_{map}$  wird derart bestimmt, daß die Wassertemperatur bei kleinerer Motorlast höher wird als die Wassertemperatur bei größerer Motorlast.

In Schritt S120 wird bestimmt, ob die Pumpenwassertemperatur  $T_p$  innerhalb eines bestimmten Bereichs liegt, der die Sollwassertemperatur  $T_{map}$  als Bezugspunkt enthält. Insbesondere wird bestimmt, ob die Pumpenwassertemperatur  $T_p$  innerhalb des Bereichs zwischen ( $T_{map} - 2^\circ\text{C}$ ) und ( $T_{map} + 2^\circ\text{C}$ ) liegt.

Wenn die Pumpenwassertemperatur  $T_p$  innerhalb des bestimmten Bereichs liegt, wird der gegenwärtige Ventilöffnungsgrad des Strömungsregelungsventils 400 aufrechterhalten, wie er in Schritt S130 ist, und wird zu Schritt S100 zurückgegangen.

Wenn die Pumpenwassertemperatur  $T_p$  außerhalb des gewissen Bereichs liegt, geht der Schritt zu Schritt S140 über, um den Ventilöffnungsgrad, der von dem gegenwärtigen Öffnungsgrad entsprechend den in Fig. 5 und 6 dargestellten

Plänen zu verändern, die Strömungsrate, die von der gegenwärtigen Strömungsrate (der grundsätzlichen Kühlwasserströmungsrate) ausgehend zu verändern ist, und die Blasluftmenge, die von der gegenwärtigen Blasluftmenge ausgehend zu verändern ist, auf der Grundlage der Temperaturdifferenz  $\Delta T$  (=  $T_{map} - T_p$ ) zu bestimmen. Der Ventilöffnungsgrad, die Kühlwasserströmungsrate und die Blasluftmenge werden derart bestimmt, daß der Verbrauch an elektrischer Energie der Pumpe 500 und des Gebläses 230 minimiert ist.

In Fig. 5 nimmt die Drehzahl der Pumpe 500 zu, wenn die Aufgabe der Pumpe 500 zunimmt. In Fig. 6 steigt die Drehzahl des Gebläses 230, wenn die Aufgabe des Gebläses 230 zunimmt. Die Aufgabe der Pumpe 500 und die Aufgabe des Gebläses 230 werden auf der Grundlage der Motorlast derart bestimmt, daß der Verbrauch an elektrischer Energie der Pumpe 500 und des Gebläses 230 minimiert ist.

In Schritt S150 werden die Regelungssignale ausgegeben, um die Betriebs- bzw. Arbeitsbedingungen des Strömungsregelungsventils 400, der Pumpe 500 und des Gebläses 230 zu verändern. Das Strömungsregelungsventil 400 wird durch Wiederholen der Schritte 5100 bis 5150 im Wege der Rückkopplung geregelt.

Die Pumpenwassertemperatur  $T_p$  wird durch die Mi-

schung des Kühlwassers, das durch den Bypassdurchtritt **300** hindurchtritt, und des Kühlwassers, das durch den Kühler **200** hindurchtritt, bestimmt. Daher ist die Feststellung der Kühlerströmungsrate  $V_r$  und der Bypass-Strömungsrate  $V_b$  ebenso notwendig wie die Feststellung der Kühlwasser-temperatur  $T_r$  und der Bypasswassertemperatur  $T_b$ , um die Pumpenwassertemperatur  $T_p$  mit der Sollwassertemperatur  $T_{map}$  genau abzustimmen.

Jedoch ist es, wie oben beschrieben ist, sehr schwierig, die Strömungsrate des Kühlwassers, das in der Kühlvorrich-tung umläuft, genau zu messen.

Bei der Ausführungsform der Erfindung werden die Kühlerströmungsrate  $V_r$  und die Bypass-Strömungsrate  $V_b$ , d. h. der Ventilöffnungsgrad, auf der Grundlage der Pumpenwas-sertemperatur  $T_p$ , der Kühlwassertemperatur  $T_r$  und der Bypasswassertemperatur  $T_b$  bestimmt, wie nachfolgend be-schrieben wird.

Da die Pumpenwassertemperatur  $T_p$  durch die Mischung des Kühlwassers, das durch den Bypassdurchtritt **300** hin-durchtritt, und des Kühlwassers, das durch den Kühler **200** hindurchtritt, bestimmt wird, wird die Pumpenwassertem-pe-ratur  $T_p$  durch die nachfolgende Gleichung 1 wiedergege-ben.

[Gleichung 1]

$$T_p = (T_r \cdot V_r + T_b \cdot V_b) / (V_r + V_b).$$

Das Verhältnis der Strömungsrate wird durch die nachfol-gende Gleichung 2 definiert.

[Gleichung 2]

$$V_{rb} = V_r/V_b.$$

Entsprechend wird die Gleichung 1 zu der nachfolgenden Gleichung 3 umgewandelt.

[Gleichung 3]

$$T_p = (T_b + T_r \cdot V_{rb}) / (1 + V_{rb}).$$

Des weiteren wird die Gleichung 3 zu der nachfolgenden Gleichung 4 umgewandelt.

[Gleichung 4]

$$V_{rb} = (T_b - T_p) / (T_p - T_r).$$

Der Ventilöffnungsgrad  $\Theta$  wird als eine Funktion von  $V_{rb}$  bestimmt, wie in Fig. 7 dargestellt ist. Somit wird der Ven-tilöffnungsgrad eindeutig aus  $V_{rb}$  bestimmt. Es ist zu beach-ten, daß die Beziehung zwischen dem Ventilöffnungsgrad  $\Theta$  und dem Strömungsrateverhältnis  $V_{rb}$ , das in Fig. 7 darge-stellt ist, aus experimentellen Daten abgeleitet ist.

Es ist aus der Gleichung 4 ersichtlich, daß das Strömungs-rateverhältnis  $V_{rb}$  aus der Pumpenwassertemperatur  $T_p$ , aus der Kühlwassertemperatur  $T_r$  und aus der Bypasswas-sertemperatur  $T_b$  berechnet wird.

Wenn die Pumpenwassertemperatur  $T_p$  in Gleichung 4 durch die Sollwassertemperatur  $T_{map}$  ersetzt wird, wird das Sollströmungsrateverhältnis  $V_{rb}$  durch Gleichung 5 wie folgt bestimmt.

[Gleichung 5]

$$V_{rb} = (T_b - T_{map}) / (T_{map} - T_r).$$

In dieser Beschreibung wird das Strömungsrateverhält-nis  $V_{rb}$ , das durch die Gleichung 4 bestimmt ist, als "tat-sächliches Strömungsrateverhältnis  $V_{rb}$ " bezeichnet, und wird das Strömungsrateverhältnis  $V_{rb}$ , das durch die Glei-chung 5 bestimmt ist, als "Sollströmungsrateverhältnis  $V_{rb}$ " bezeichnet.

Entsprechend wird der Sollventilöffnungsgrad durch das Sollströmungsrateverhältnis  $V_{rb}$  und Fig. 7 bestimmt, und wird der tatsächliche Ventilöffnungsgrad durch das aktuelle 10 Strömungsrateverhältnis  $V_{rb}$  und Fig. 7 bestimmt. Der Ventilöffnungsgrad, der von dem gegenwärtigen Ventilöff-nungsgrad ausgehend zu verändern ist (Veränderungsgröße des Ventilöffnungsgrades), der in dem Plan in Fig. 5 darge-stellt ist, wird aus der Differenz zwischen dem Sollströ-mungsrateverhältnis  $V_{rb}$  und dem tatsächlichen Strö-mungsrateverhältnis  $V_{rb}$  bestimmt.

Entsprechend der Ausführungsform der Erfindung wird der Ventilöffnungsgrad aus der Pumpenwassertemperatur  $T_p$ , aus der Kühlwassertemperatur  $T_r$  und aus der Bypass-wassertemperatur  $T_b$  ohne Messung der tatsächlichen Kühl-wasserströmungsrate genau bestimmt.

Obwohl die Pumpenwassertemperatur  $T_p$  nur entspre-chend den Zuständen des Kühlwassers, das durch den By-passdurchtritt **300** hindurchtritt, und des Kühlwassers, das 25 durch den Kühler **200** hindurchtritt, bestimmt wird, gibt es Zeitverzögerungen bei der Kühlwassertemperaturfeststel-lung an dem ersten bis dritten Wassertemperatursensor **621** bis **623**. Daher kann es eine Differenz zwischen der tatsäch-lichen Temperatur und der festgestellten Temperatur geben. 30 Somit ist es wünschenswert, den ersten bis dritten Wasser-temperatursensor **621** bis **623** so nahe wie möglich anzuordnen.

Wenn die Motorlast ansteigt und die Sollwassertempera-tur  $T_{map}$  abnimmt, wird der Ventilöffnungsgrad verändert, 35 und steigt die Kühlerströmungsrate  $V_r$  an. Jedoch wird die Veränderungsgröße der Wärmeabstrahlungsleistung des Kühlers **200** gegen die Veränderungsgröße der Kühlerströmungsrate  $V_r$  (Veränderungsverhältnis der Wärmeabstrah-lungsleistung) kleiner, wenn die Kühlerströmungsrate  $V_r$  40 (Strömungsgeschwindigkeit in dem Kühler **200**) größer wird.

Sogar dann, wenn die Kühlerströmungsrate  $V_r$  vergrößert wird, um die Pumpenwassertemperatur  $T_p$  herabzusetzen, wird die Wärmeabstrahlungsleistung im Vergleich zu dem 45 vergrößerten Wert der Kühlerströmungsrate  $V_r$  nicht vergrößert. Entsprechend wird das Verhältnis der Kühlleistung zu der Pumpenarbeit der Pumpe **500** (zu dem Verbrauch der Pumpe **500** an elektrischer Energie), die für das Umwälzen des Kühlwassers zu dem Kühler **200** hin notwendig ist, her-abgesetzt, und nimmt die unnötige Pumpenarbeit zu.

Sogar dann, wenn die Kühlerströmungsrate  $V_r$  vergrößert wird, um die Pumpenwassertemperatur  $T_p$  herabzusetzen, wird die Wärmeabstrahlungsleistung im Vergleich zu dem vergrößerten Wert der Kühlerströmungsrate  $V_r$  nicht erhöht. 55 Entsprechend wird das Verhältnis der Kühlleistung zu der Pumpenarbeit der Pumpe **500** (zu dem Verbrauch der Pumpe **500** an elektrischer Energie), die für das Umwälzen des Kühlwassers zu dem Kühler **200** hin benötigt wird, herabgesetzt, und nimmt die unnötige Pumpenarbeit zu.

Entsprechend der Ausführungsform der Erfindung wird jedoch die Blasluftmenge des Gebläses **230** auf der Grund-lage der Motorlast geregelt. Somit wird die Wärmeabstrah-lungsleistung des Kühlers **200** vergrößert, wenn die Blas-luftmenge entsprechend der Zunahme der Motorlast vergrößert wird.

Entsprechend ist eine Vergrößerung der unnötigen Pumpenarbeit verhindert.

In Fig. 8(a) gibt die ausgezogene Linie die Pumpenwas-

sertemperatur  $T_p$  an, wenn die Luftblasmenge entsprechend der Zunahme der Motorlast vergrößert wird, und gibt die gestrichelte Linie die Pumpenwassertemperatur  $T_p$  an, wenn die Luftblasmenge nicht entsprechend der Zunahme der Motorlast vergrößert wird.

Aus Fig. 8(a) und 8(b) ist ersichtlich, daß die Pumpenwassertemperatur  $T_p$  und der Verbrauch an elektrischer Energie der Pumpe 500 reduziert werden, wenn die Luftblasmenge entsprechend der Zunahme der Motorlast vergrößert wird, dies sogar obwohl der Ventilöffnungsgrad und die Kühlerströmungsrate  $V_r$  kleiner als diejenigen in dem Fall sind, bei dem die Luftblasmenge nicht entsprechend der Zunahme der Motorlast vergrößert wird.

Im allgemeinen ist die Strömungsgeschwindigkeit des Fahrwindes, der durch den Kühler 200 hindurchtritt, wenn ein Fahrzeug fährt, verhältnismäßig klein, beispielsweise etwa 10% der Strömungsgeschwindigkeit des Fahrwindes. Entsprechend ist es schwierig, das Kühlwasser nur mittels des Fahrwindes zu kühlen, wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit niedrig ist und die Motorlast groß ist, wie beispielweise bei einer hochzufahrenden Steigung.

Entsprechend der Ausführungsform der Erfindung nimmt jedoch die Blasluftmenge an dem Gebläse 230 zu, wenn die Motorlast groß ist. Entsprechend wird die Kühlwassertemperatur (die Pumpenwassertemperatur  $T_p$ ) gesichert herabgesetzt, wenn die Motorlast groß ist. Somit wird die Kühlwassertemperatur entsprechend der Motorlast in geeigneter Weise geregelt.

Bei der Ausführungsform der Erfindung werden drei Wassertemperatursensoren 621, 622 und 623 verwendet, um drei Arten der Wassertemperatur zu messen, d. h. die Pumpenwassertemperatur  $T_p$ , die Kühlerwassertemperatur  $T_r$  und die Bypasswassertemperatur  $T_b$ . Jedoch ist es möglich, den zweiten Wassertemperatursensor 622 zum Feststellen der Bypasswassertemperatur  $T_b$  wegzulassen, und kann die Bypasswassertemperatur  $T_b$  aus der Pumpenwassertemperatur  $T_p$  und der Kühlerwassertemperatur  $T_r$  statt dessen abgeschätzt werden. Ein Beispiel des Schätzungsverfahrens für das Verhältnis der Strömungsrate  $V_{rb}$ , wenn der zweite Wassertemperatursensor 622 weggelassen ist, wird nachfolgend beschrieben.

Die Bypasswassertemperatur  $T_b$  wird aus der Gleichung 4 wie in der Gleichung 6 angegeben abgeleitet.

[Gleichung 6]

45

$$T_b = T_p + (T_p - T_r) \cdot V_{rb}.$$

Da das Verhältnis der Strömungsrate  $V_{rb}$  eindeutig aus dem Ventilöffnungsgrad  $\Theta$  gemäß Darstellung in Fig. 7 bestimmt wird, wird die Bypasswassertemperatur  $T_b$  aus einem Ventilöffnungsgrad abgeschätzt, der aus einem festgestellten Wert des Potentiometers 424 bestimmt wird.

Da die in Fig. 5 und 6 dargestellten Pläne für eine atmosphärische bzw. Umgebungstemperatur von 25°C bei der oben angegebenen Ausführungsform bestimmt werden, wird es bevorzugt, einen Korrekturschritt zwischen dem Schritt S140 und dem Schritt S150 zur Korrektur der bestimmten Werte hinzuzufügen, die in Schritt S140 bestimmt worden sind.

Obwohl die Erfindung in Verbindung mit ihren bevorzugten Ausführungsformen unter Bezugnahme auf die beigefügten Zeichnungen beschrieben worden ist, ist zu beachten, daß zahlreiche Veränderungen und Modifikationen für den Fachmann ersichtlich sein werden. Solche Veränderungen und Modifikationen sind als innerhalb des Umfangs der Erfindung gemäß Definition in den beigefügten Ansprüchen fallend zu verstehen.

## Patentansprüche

1. Kühlvorrichtung für einen flüssigkeitsgekühlten Verbrennungsmotor (100), der von einem Kühlmittel Gebrauch macht, umfassend:  
einen Kühler (200) zum Kühlen des Kühlmittels, das zwischen dem flüssigkeitsgekühlten Verbrennungsmotor und dem Kühler umläuft;  
einen Bypassdurchtritt (300) zum Zuführen des Kühlmittels, das von dem flüssigkeitsgekühlten Verbrennungsmotor aus direkt zu der Auslaßseite des Kühlers strömt, um den Kühler im Bypass zu umgehen; und  
ein Strömungsregelungsventil (400) mit einem bypassseitigen Einlaß (411), durch den hindurch das Kühlmittel, das durch den Bypassdurchtritt hindurchtritt, einströmt, und mit einem kühlerseitigen Einlaß (412), durch den hindurch das Kühlmittel, das durch den Kühler hindurchtritt, einströmt, und mit einem Auslaß (413) zum Abgeben des Kühlmittels, das in dem Strömungsregelungsventil strömt, zu dem Motor hin zum Regeln der Bypass-Strömungsrate ( $V_b$ ) des Kühlmittels, das durch den Bypassdurchtritt hindurchtritt, und der Kühlerströmungsrate ( $V_r$ ) des Kühlmittels, das durch den Kühler hindurchtritt, durch Verändern des Öffnungsgrades des Strömungsregelungsventils; wobei der Öffnungsgrad des Strömungsregelungsventils auf der Grundlage einer ersten Temperatur ( $T_p$ ) des Kühlmittels, das von dem Auslaß (413) aus abgegeben wird, einer zweiten Temperatur ( $T_b$ ) des Kühlmittels, das durch den Bypassdurchtritt (300) hindurchströmt, und einer dritten Temperatur ( $T_r$ ) des Kühlmittels, das vom Kühler (200) ausströmt, geregelt ist.

2. Kühlvorrichtung nach Anspruch 1, wobei der Öffnungsgrad des Strömungsregelungsventils auf der Grundlage der ersten, der zweiten und der dritten Temperatur ( $T_b$ ,  $T_r$ ,  $T_p$ ) im Wege der Rückkopplung derart geregelt ist, daß die erste Temperatur ( $T_p$ ) mit einer Sollwassertemperatur ( $T_{map}$ ) konform übereinstimmt, die auf der Grundlage der Motorlast des Motors (100) bestimmt ist.

3. Kühlvorrichtung nach Anspruch 1 oder Anspruch 2, wobei die Kühlvorrichtung ein Gebläse (230) zum Blasen von Luft in Richtung zu dem Kühler (200) hin aufweist und die Blasluftmenge dieses Gebläses auf der Grundlage der Motorlast des Motors (100) geregelt ist.

4. Kühlvorrichtung nach irgendeinem der Ansprüche 1 bis 3, wobei die Kühlvorrichtung eine Pumpe (500) umfaßt, die unabhängig von dem Motor (100) zum Umwälzen des Kühlmittels angetrieben ist, und die Abgabeströmungsrate der Pumpe auf der Grundlage der Motorlast des Motors (100) geregelt ist.

Hierzu 7 Seite(n) Zeichnungen

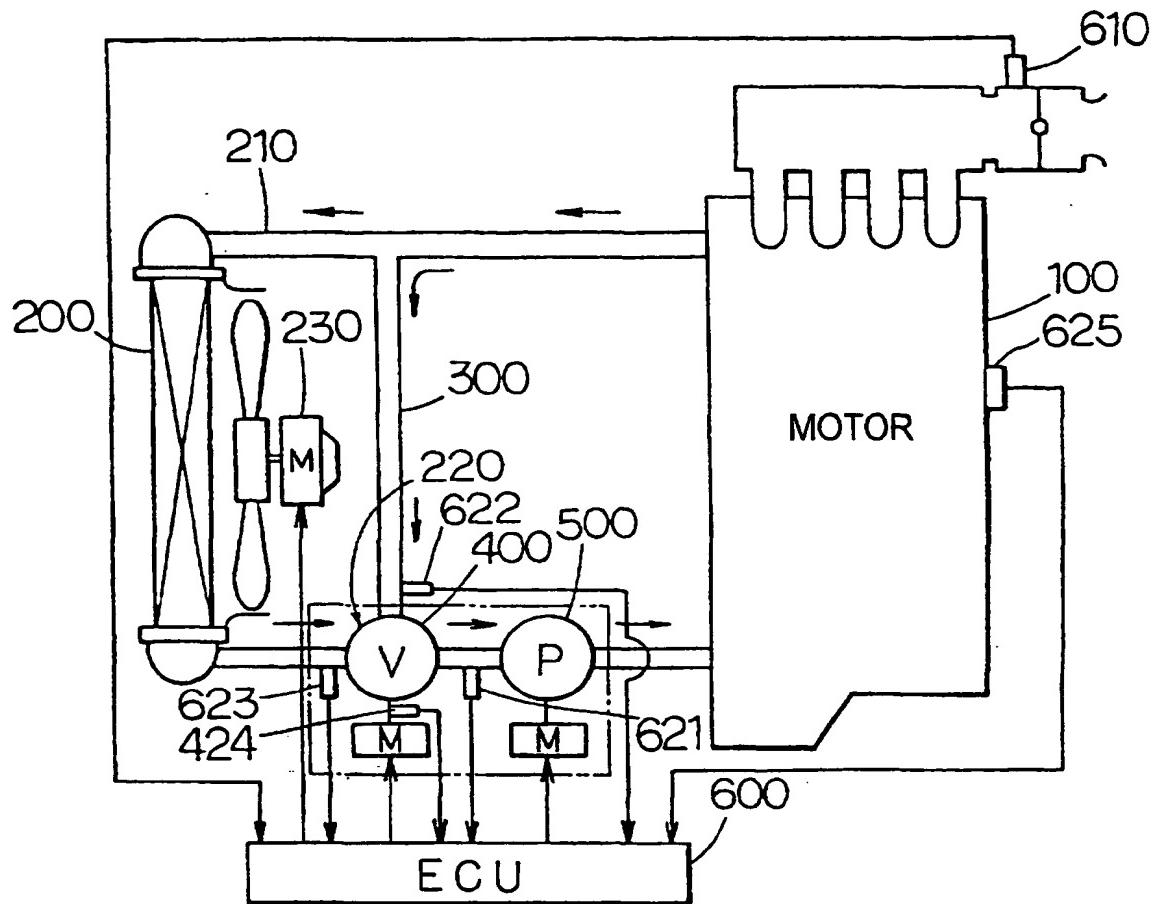
Fig. 1

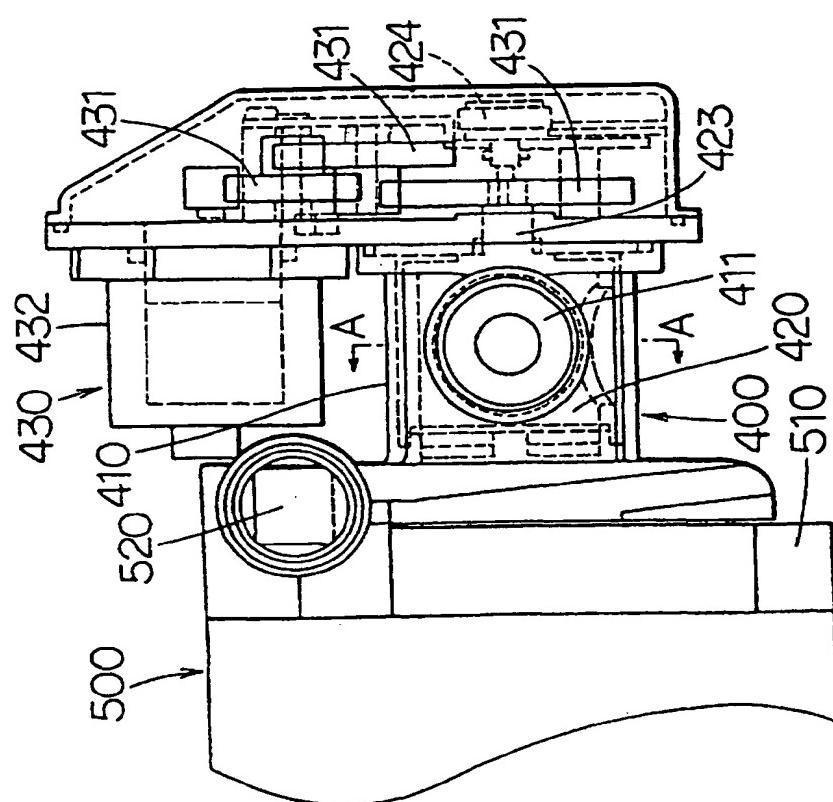
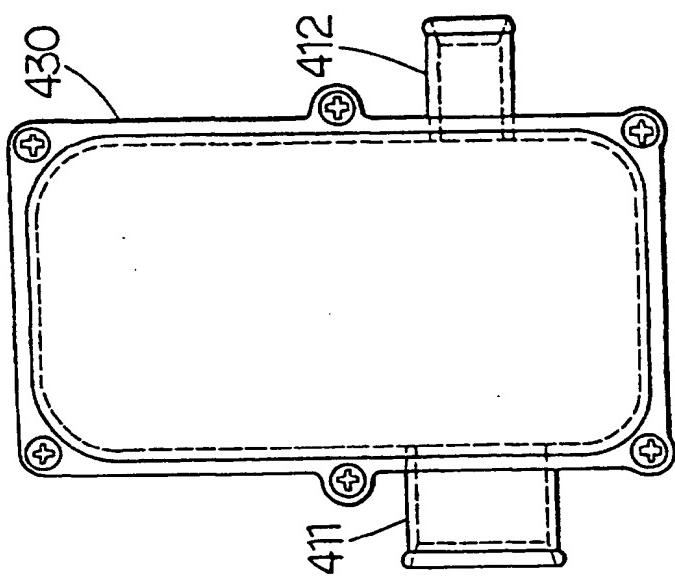
Fig. 2(a)Fig. 2(b)

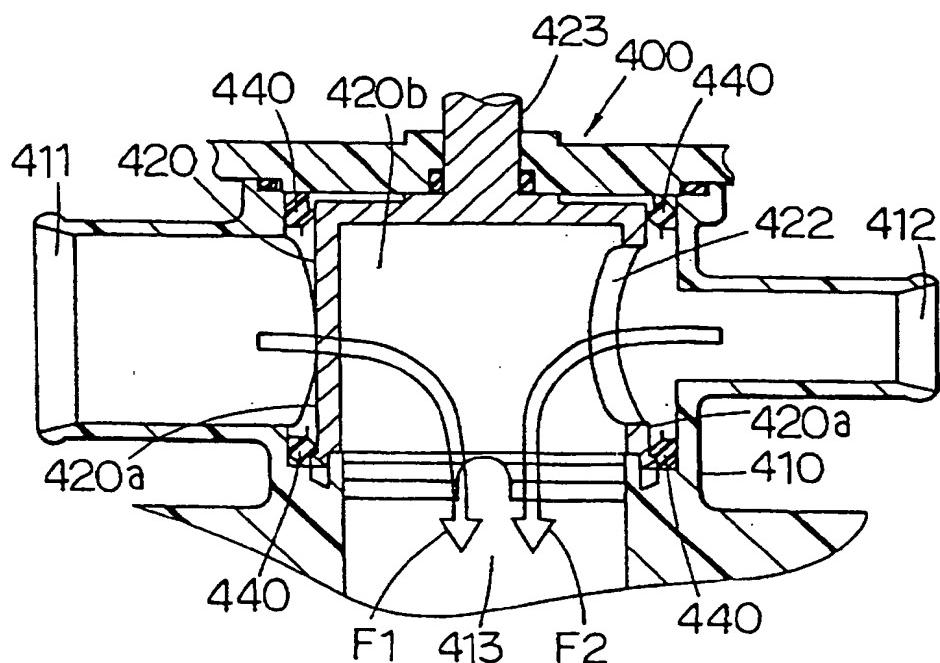
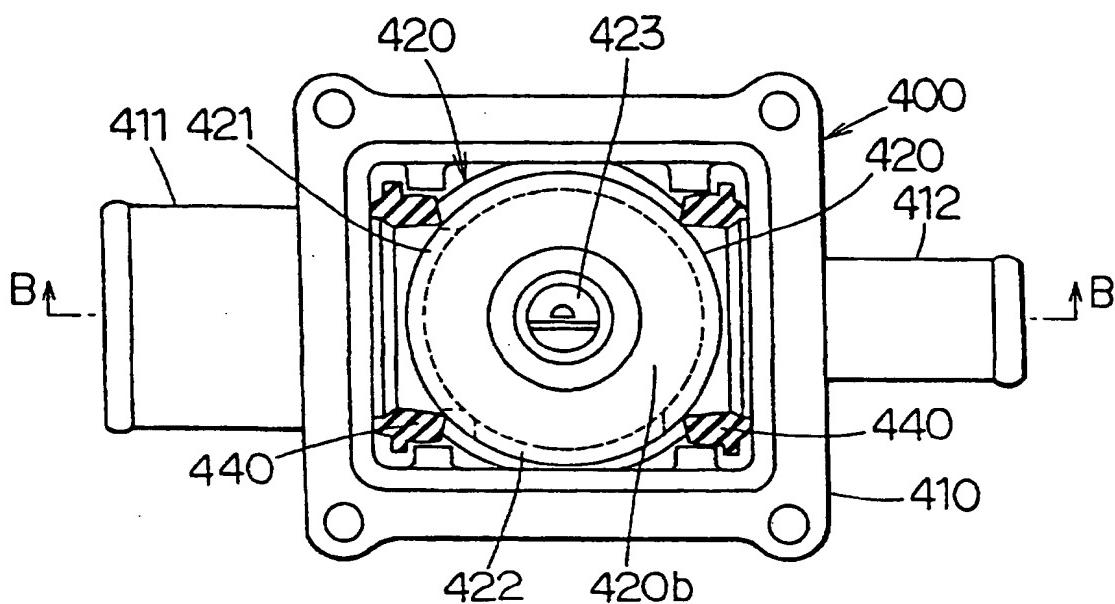
Fig. 3(a)Fig. 3(b)

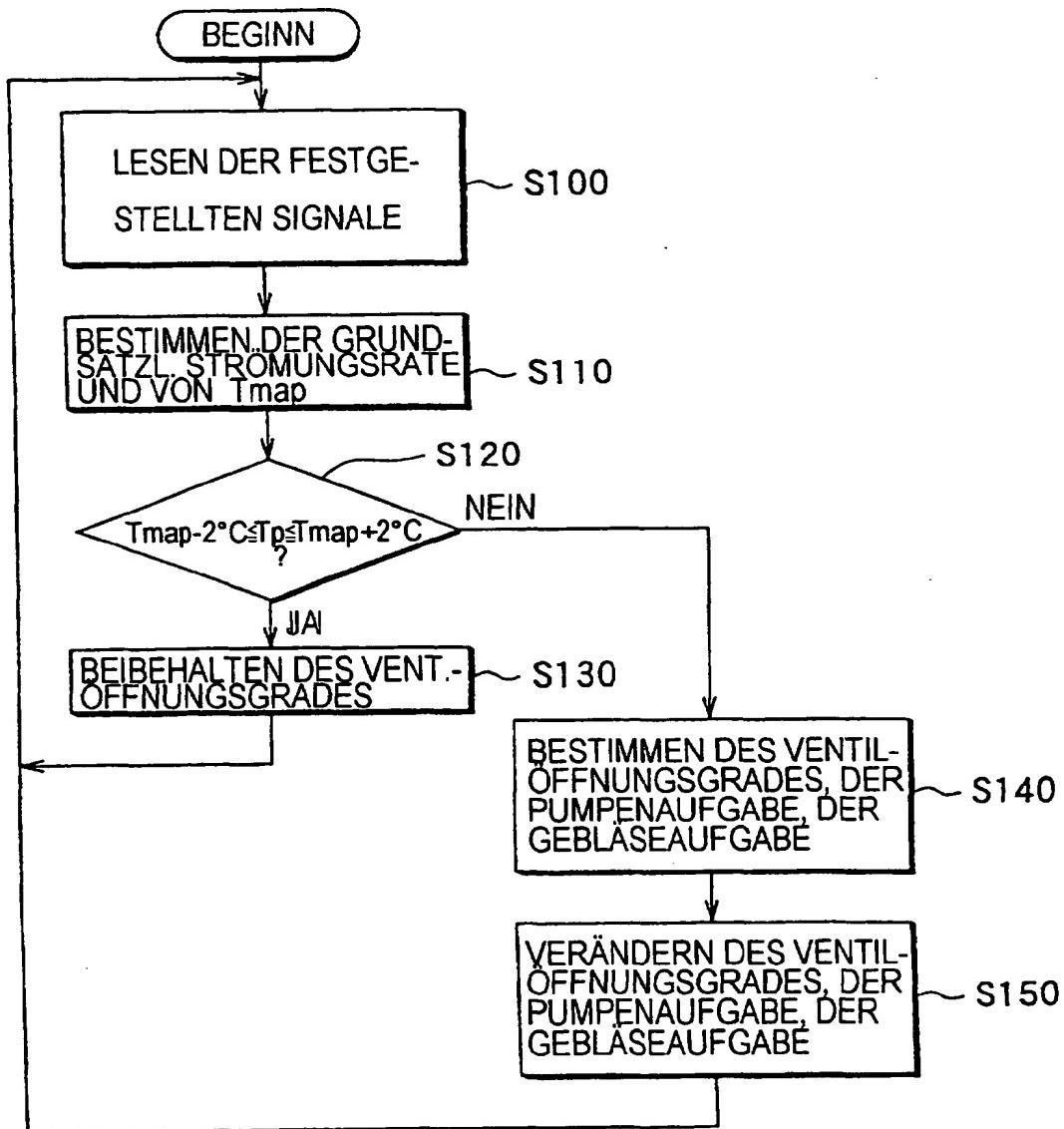
Fig. 4

Fig. 5

PUMPE		ÄNDERUNGSGRÖSSE DES VENTILÖFFNUNGSGRADES						
		+ $\chi$ % . . . GEGENWÄRTIGE POSITION . . . - $\chi$ %						
AUF-GABE	10	3	2	1	0	-1	-2	-3
	20	4						
	.							
	.							
	.							
	.							
	90	6						
	100	6.2						

Fig. 6

GEBLÄSE		ÄNDERUNGSGRÖSSE DES VENTILÖFFNUNGSGRADES						
		+ $\chi$ % . . . GEGENWÄRTIGE POSITION . . . - $\chi$ %						
AUF-GABE	10	3	2	1	0	-1	-2	-3
	20	4						
	.							
	.							
	.							
	.							
	90	6						
	100	6.2						

Fig. 7

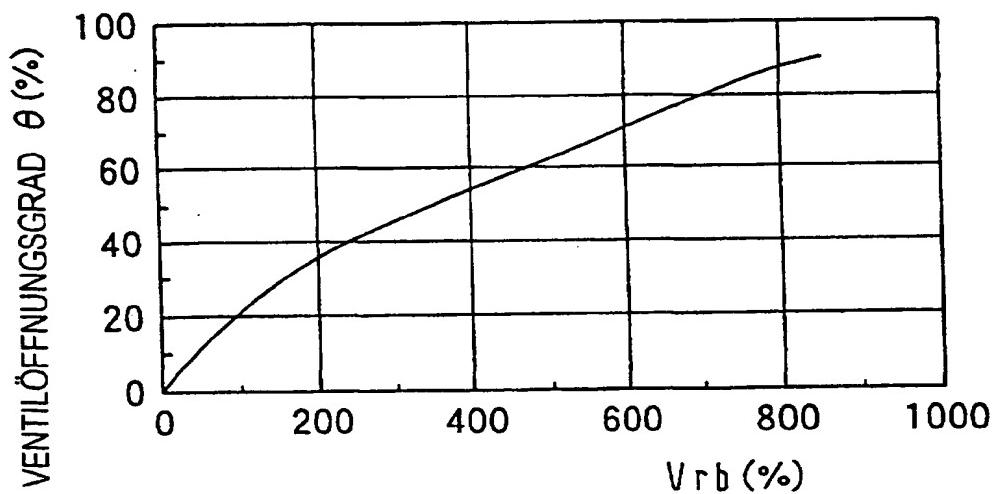


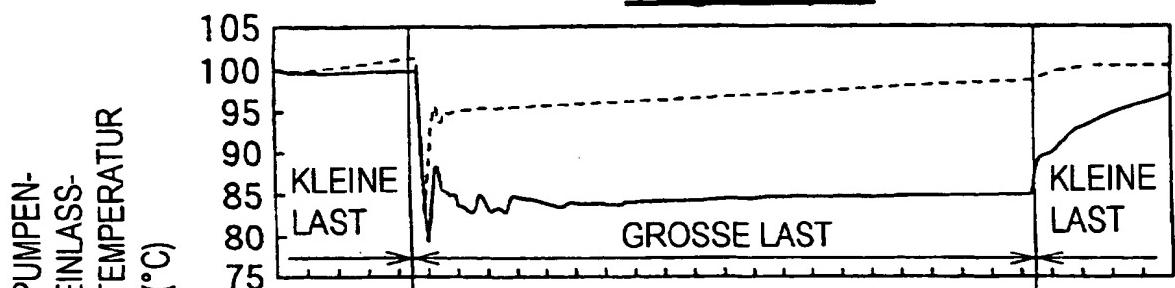
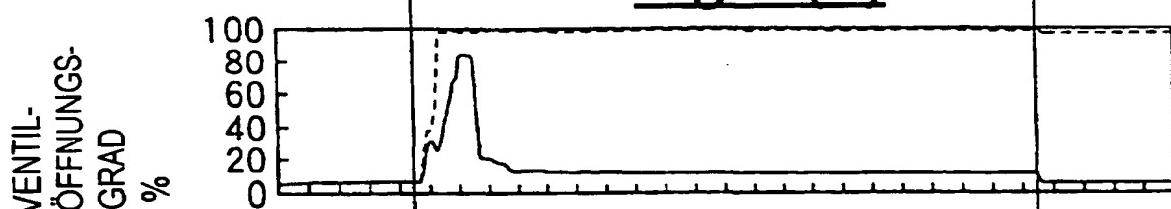
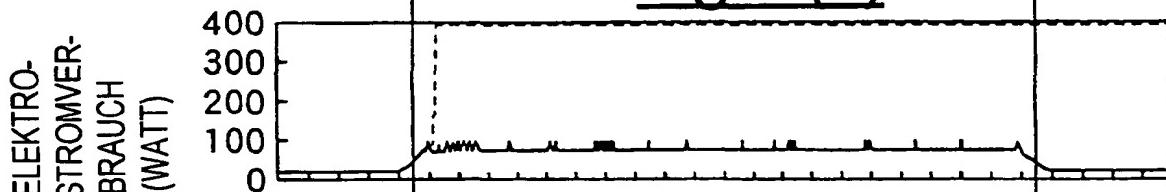
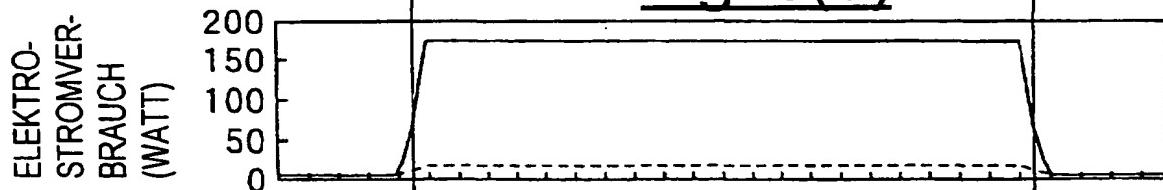
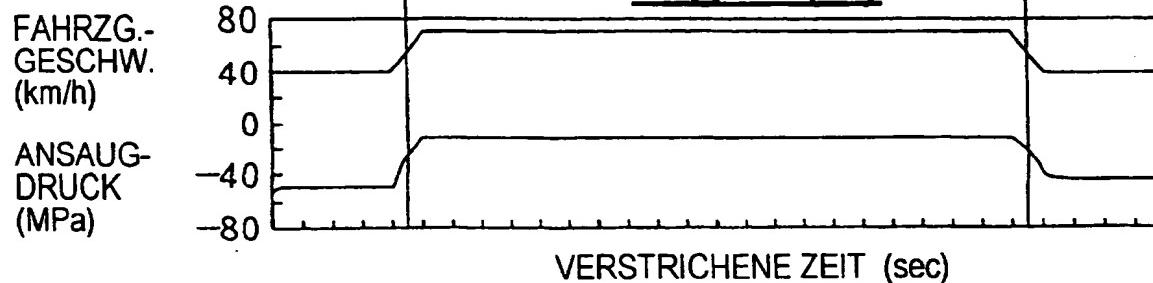
Fig. 8(a)Fig. 8(b)Fig. 8(c)Fig. 8(d)Fig. 8(e)

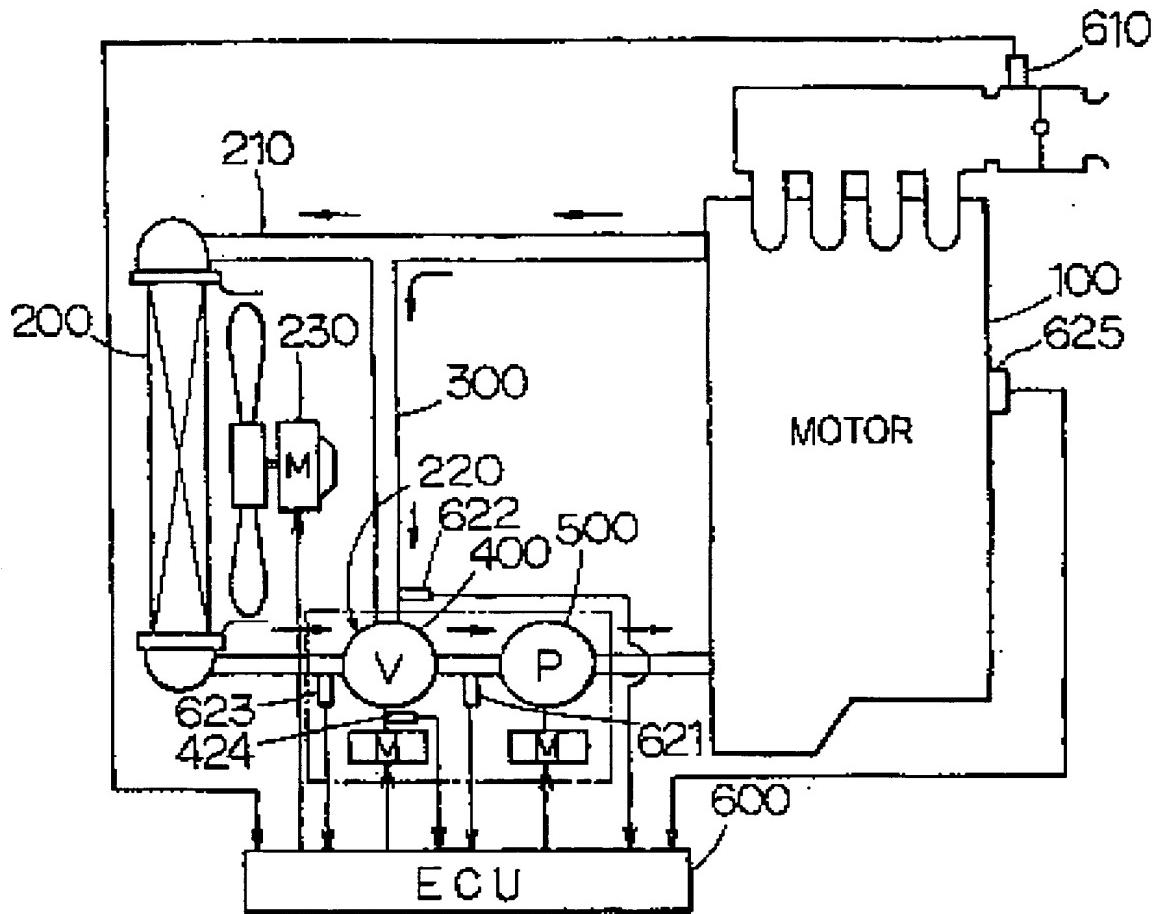
Fig. 1

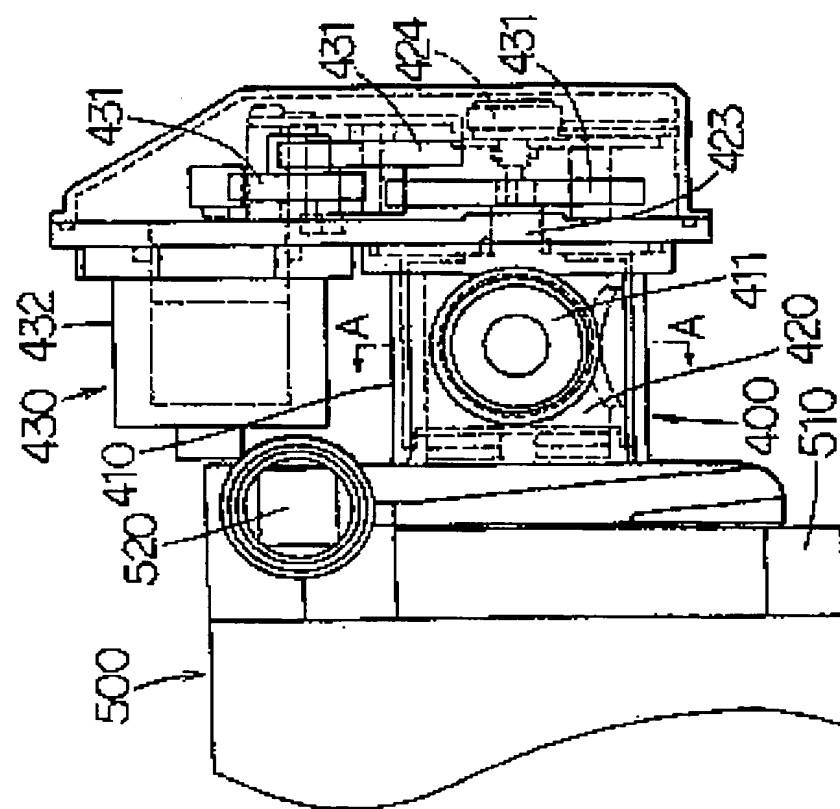
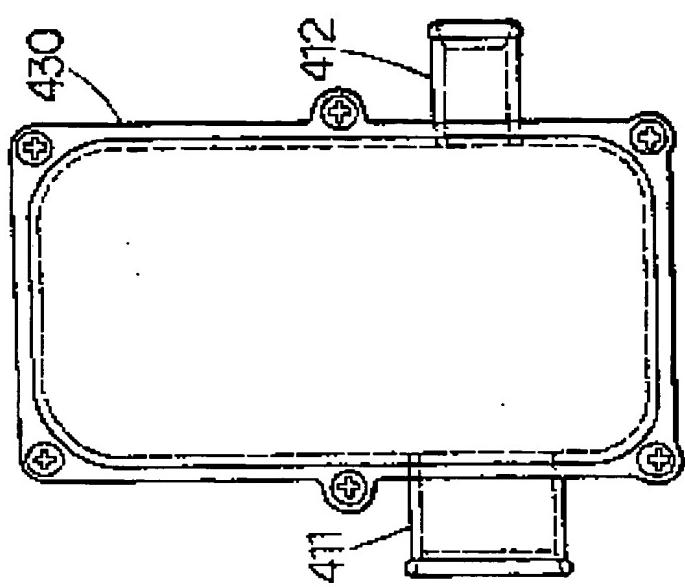
Fig. 2(a)Fig. 2(b)

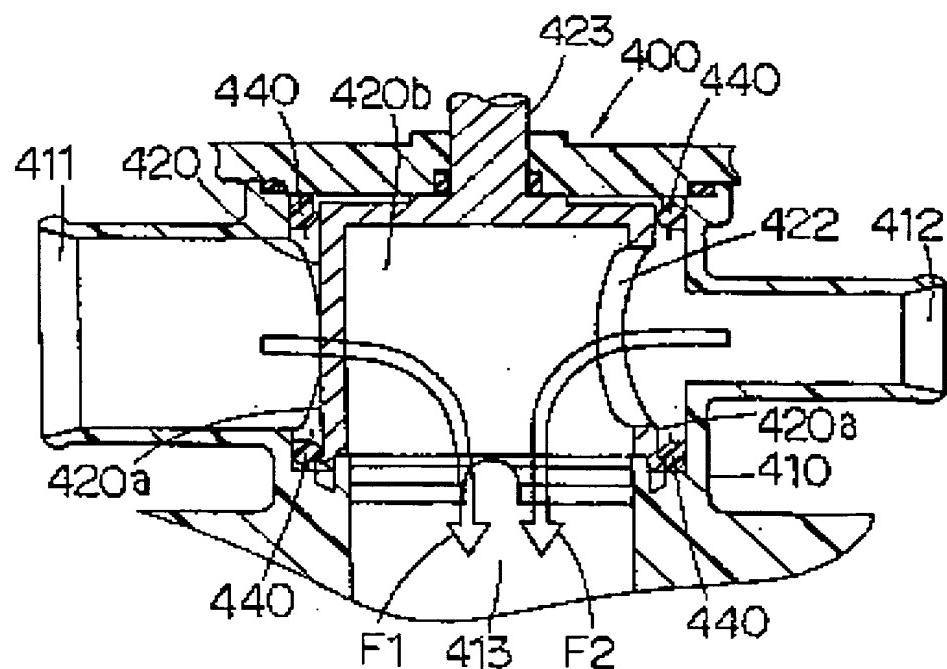
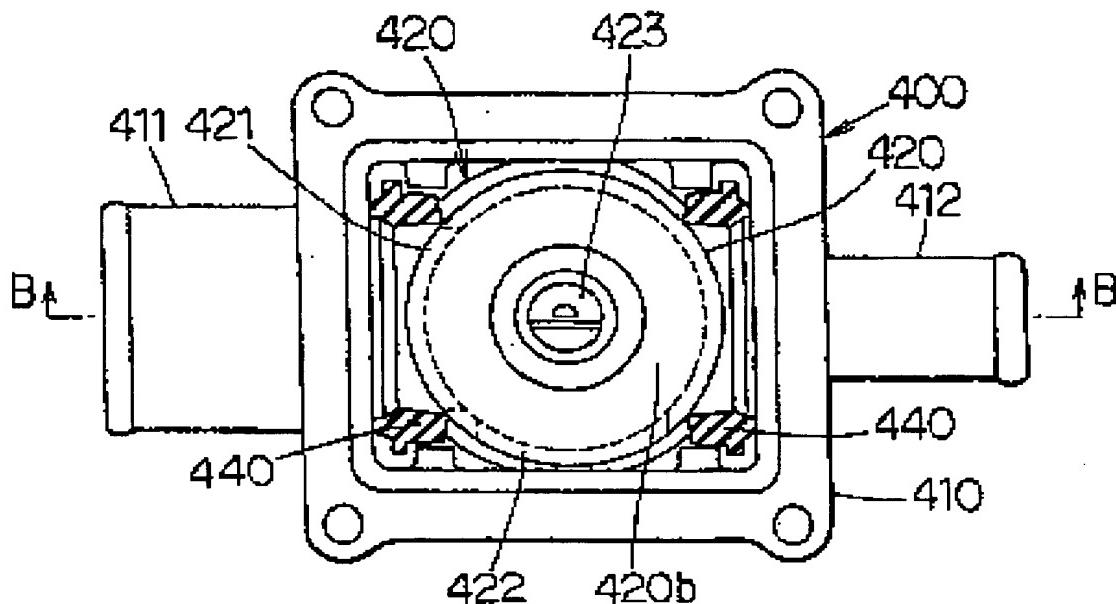
Fig. 3(a)Fig. 3(b)

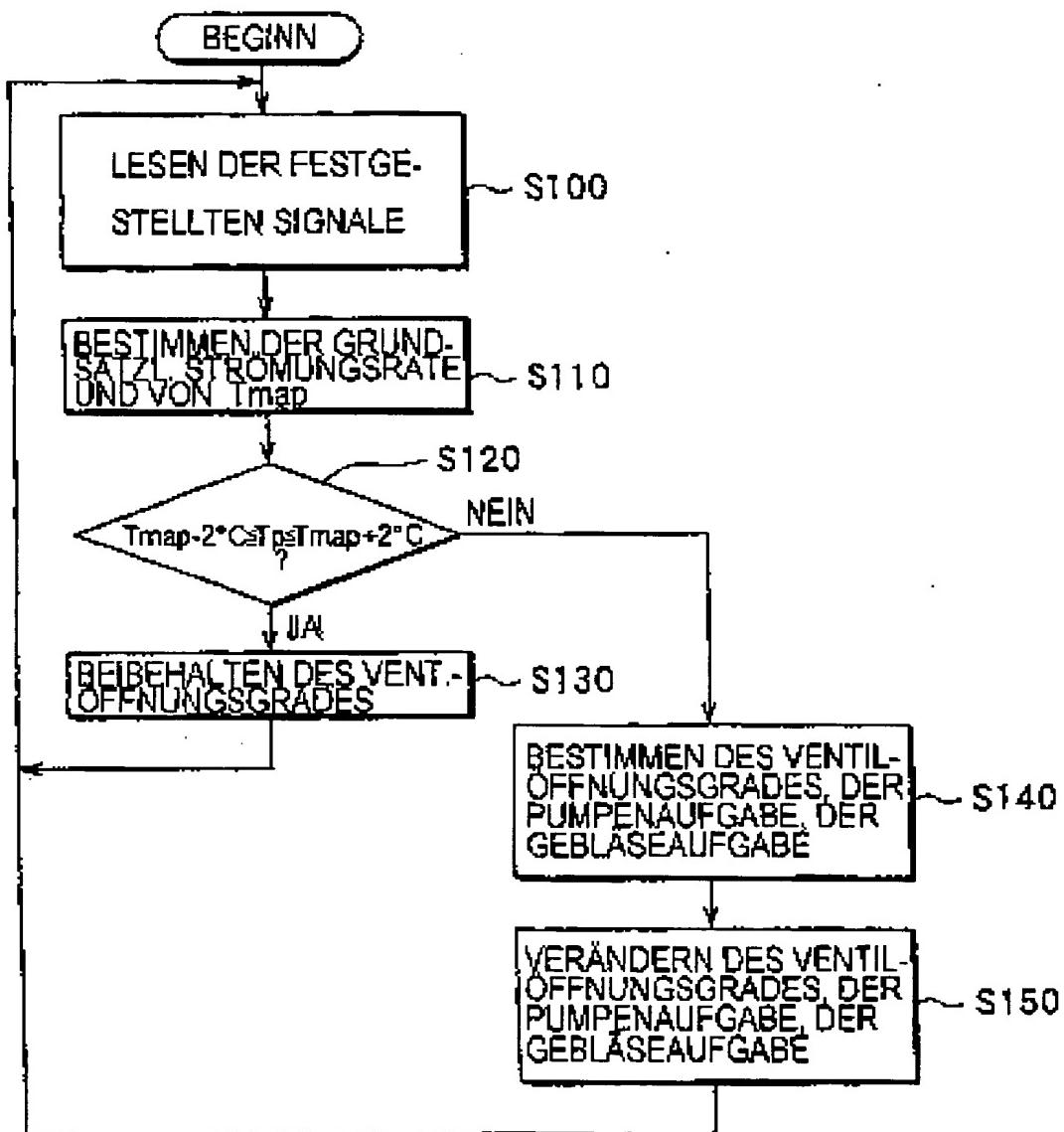
Fig. 4

Fig. 5

PUMPE		ÄNDERUNGSGRÖSSE DES VENTILÖFFNUNGSGRADES							
		+ x % . . . GEGENWÄRTIGE POSITION . . . - x %							
AUF-GABE	10	3	2	1	0	-1	-2	-3	
	20	4							
	.								
	.								
	.								
	.								
	.								
AUF-GABE	90	6							
	100	6.2							

Fig. 6

GEBLÄSE		ÄNDERUNGSGRÖSSE DES VENTILÖFFNUNGSGRADES							
		+ x % . . . GEGENWÄRTIGE POSITION . . . - x %							
AUF-GABE	10	3	2	1	0	-1	-2	-3	
	20	4							
	.								
	.								
	.								
	.								
	.								
AUF-GABE	90	6							
	100	6.2							

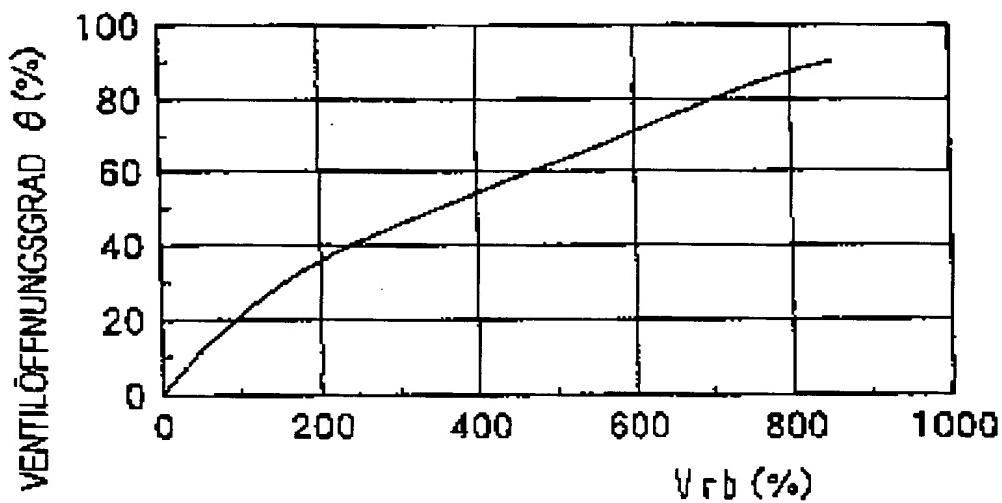
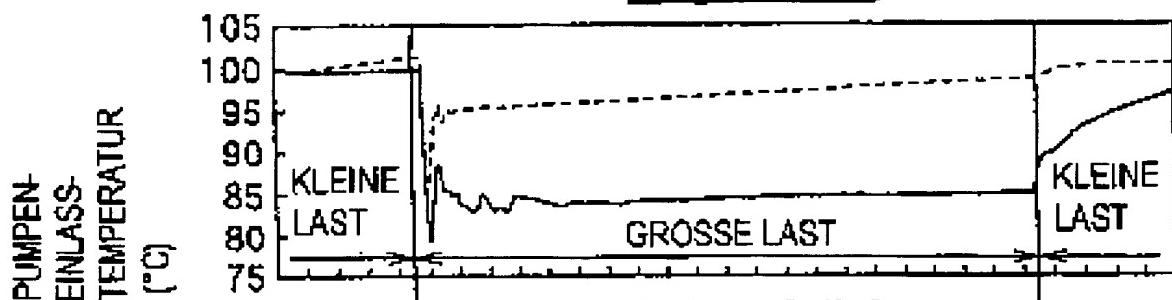
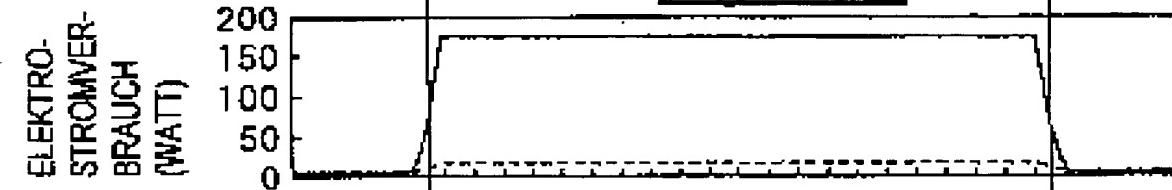
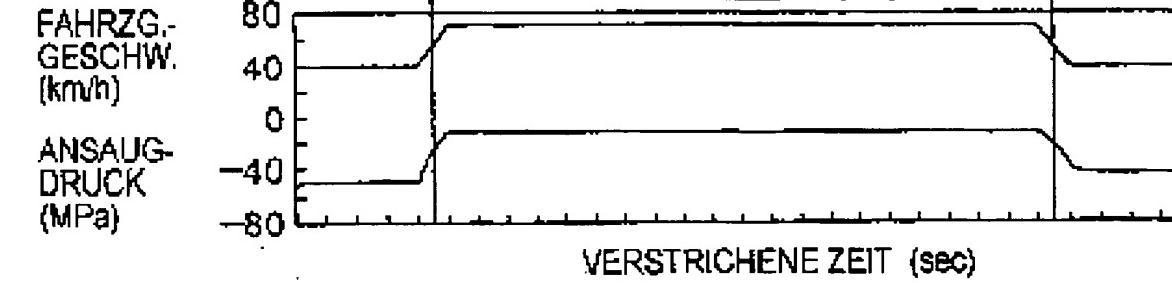
Fig. 7

Fig. 8(a)Fig. 8(b)Fig. 8(c)Fig. 8(d)Fig. 8(e)

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**